



①9 BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENTAMT

⑫ Offenlegungsschrift
⑩ DE 43 12 085 A 1

⑤1 Int. Cl. 5:
F 02 B 29/08
F 02 B 39/04

②1 Aktenzeichen: P 43 12 085.7
②2 Anmeldetag: 13. 4. 93
④3 Offenlegungstag: 14. 10. 93

DE 43 12 085 A 1

③0 Unionspriorität: ③2 ③3 ③1
13.04.92 JP 92508/92

⑦1 Anmelder:
Mazda Motor Corp., Hiroshima, JP

⑦4 Vertreter:
Deufel, P., Dipl.-Wirtsch.-Ing., Dr. rer. nat.; Hertel, W.,
Dipl.-Phys., 80331 München; Lewald, D., Dipl.-Ing.,
Pat.-Anwälte, 81679 München

⑦2 Erfinder:
Hitomi, Mitsuo, Hiroshima, JP; Kaide, Tadayoshi,
Hiroshima, JP

⑤4 Steuerungssystem für einen Motor mit einem mechanischen Ladegebläse

⑤7 Die Erfindung betrifft ein Steuerungssystem für einen Motor mit einem mechanischen Ladegebläse, das Ansaugluft vorverdichtet. Das Steuerungssystem hat variable Ventileinstellungsmittel zum Variieren der Öffnungs- und Schließeneinstellungen eines Einlaßventils, eine Kraftstoffeinspritzung, die in einem Einlaßtakt eines jeden der Zylinder des Motors in einem Hochlast- und Niedertourenbereich des Motors Kraftstoff liefert, und eine Steuerung zum Steuern der variablen Ventileinstellungsmittel, so daß in einem Hochlastbereich des Motors eine Überlappungsperiode eines Einlaßventils und eines Auslaßventils in einem Hochtourbereich länger ist als in einem Niedertourenbereich, und eine Verschußzeit des Einlaßventils früher liegt als eine vorgegebene optimale Verschußzeit, und eine Verschußzeit des Einlaßventils in einem Hochtourbereich später liegt als in einem Niedertourenbereich.

DE 43 12 085 A 1

Beschreibung

Die vorliegende Erfindung betrifft ein Steuerungssystem für einen Motor mit einem mechanischen Ladegebläse oder Kompressor, insbesondere ein Steuerungssystem für einen Motor mit einem mechanischen Ladegebläse, wobei eine Überlappungsperiode einer Einlaßventil-Öffnungsperiode und einer Auslaßventil-Öffnungsperiode gesteuert wird, um verändert zu werden.

Es ist für einen Motor mit einem mechanischen Ladegebläse ein herkömmliches Steuerungssystem bekannt, das ein Einlaßventil und ein Auslaßventil steuert, um eine Überlappungsperiode der Einlaßventil-Öffnungsperiode und der Auslaßventil-Öffnungsperiode zu verändern. Die offengelegte japanische Patentschrift Nr. 2-119 641 offenbart solch ein herkömmliches Steuerungssystem für einen Motor, der ein mechanisches Ladegebläse, das vom Motor angetrieben wird und Ansaugluft vorverdichtet, und eine Steuerung enthält, durch die eine Überlappungsperiode eines Einlaßventils und eines Auslaßventils entsprechend Motorbetriebsbedingungen geändert wird, d. h., um so höher die Last des Motors wird oder um so höher die Motordrehzahl oder -geschwindigkeit wird, um so länger ist die Überlappungsperiode vorgesehen.

Bei dem Motor mit dem Ladegebläse oder Kompressor wird in so vielen Fällen der Ansaugluftdruck größer als der Abgas- oder Auslaßluftdruck. Andererseits tritt ein derartiges Phänomen bei einem Motor mit einem Turbolader nicht auf, der die Ansaugluft durch Verwendung der Abgasenergie auflädt oder vorverdichtet. Daher wird bei dem Motor mit dem mechanischen Ladegebläse oder Kompressor, wenn die Überlappungsperiode des Einlaßventils und des Auslaßventils konstant ist, im Motor-Niedertourenbereich die Überlappungsperiode vergleichsweise länger als im Motor-Hochtourbereich. Als Ergebnis fließt bei dem Motor mit dem mechanischen Ladegebläse ein Teil des einem Einlaß- oder Saugkanal zugeführten Kraftstoffes durch eine Verbrennungskammer oder einen Brennraum des Motors direkt zu einem Auslaß- oder Ausströmungskanal, ohne daß der Kraftstoff verbrannt wurde, was "Durchblasen" (Engl.: "blow-by"; deutsch auch: Übertritt von unverbranntem Gemisch) von Kraftstoff genannt wird.

Wenn die Überlappungsperiode des Einlaßventils und des Auslaßventils im Niedertourenbereich des Motors als kleiner Wert vorgesehen ist, wie bei dem herkömmlichen, in der obigen Patentschrift gezeigten Motor, kann das Durchblasen von Kraftstoff oder Brennmaterial zu einem gewissen Grad vermieden werden. Ferner kann, wenn die Überlappungsperiode im Hochtourbereich des Motors groß wird, eine ausreichend absolute oder vollkommene Überlappungsperiode erhalten werden. Als ein Ergebnis wird verbleibendes verbranntes Gas in dem Brennraum durch neue Luft ausgeräumt, so daß die volumetrische Wirksamkeit oder Effizienz der Ansaugluft im Brennraum vergrößert werden kann. Ferner kann die Ansaugluft durch niedrig aufgeladenen Druck eingefüllt werden, und daher weist das mechanische Ladegebläse oder der mechanische Kompressor eine niedrige Last auf und kann der Kraftstoffverbrauch verbessert werden.

Jedoch ist es tatsächlich unmöglich, das Durchblasen von Kraftstoff zum Auslaßkanal wirksam zu verhindern. Wenn sich der Kolben vom unteren Totpunkt zum oberen Totpunkt bewegt, nachdem der Kraftstoff durch einen Einlaßtakt in den Brennraum hinein zugeführt wurde, wird der Kraftstoff nämlich gezwungen, durch

das Einlaßventil in den Einlaßkanal zurückzukehren, während das Einlaßventil geöffnet ist. Dann geht der zurückgekehrte Brenn- oder Kraftstoff im Einlaßkanal ohne verbrannt zu werden zum Auslaßkanal, wenn sich das Einlaßventil öffnet und sich die Öffnungsperiode des Einlaßventils mit jener des Auslaßventils überlappt. Als Ergebnis ist es derzeit unmöglich, das Durchblasen von Kraftstoff zu verhindern.

Es ist daher eine Aufgabe der vorliegenden Erfindung, für einen Motor mit einem Ladegebläse oder Kompressor ein Steuerungssystem zu schaffen, das das Durchblasen von Kraftstoff zu einem Auslaßkanal durch Steuern des Kraftstoffes im Brennraum verhindert, damit er nicht zum Einlaßkanal zurückkehrt, wenn sich der Kolben vom unteren Totpunkt zum oberen Totpunkt bewegt.

Es ist eine weitere Aufgabe der vorliegenden Erfindung, für einen Motor mit einem Ladegebläse oder Kompressor ein Steuerungssystem zu schaffen, das den Kraftstoffverbrauch verbessern kann.

Diese und weitere Aufgaben werden gemäß der vorliegenden Erfindung erreicht durch Vorsehen eines Steuerungssystems für einen Motor mit einem mechanischen Ladegebläse, das Ansaugluft vorverdichtet, mit variablen Ventileinstellungsmitteln zum Variieren der Öffnungs- und Schließstellungen eines Einlaßventils, einer Kraftstoffeinspritzung, die in einem Einlaßtakt eines jeden der Zylinder des Motors in einem Hochlast- und Niedertourenbereich des Motors Kraftstoff liefert, und Mitteln zum Steuern der variablen Ventileinstellungsmittel, so daß in einem Hochlastbereich des Motors eine Überlappungsperiode eines Einlaßventils und eines Auslaßventils in einem Hochtourbereich länger ist, als in einem Niedertourenbereich, und eine Verschußzeit des Einlaßventils früher liegt, als eine vorgegebene optimale Verschußzeit, und eine Verschußzeit des Einlaßventils in einem Hochtourbereich später liegt als in einem Niedertourenbereich.

Vorzugsweise steuern die Steuerungsmittel die variablen Ventileinstellungsmittel derart, daß in einem anderen Betriebsbereich des Motors als einem Hochlast- und Niedertourenbereich und einem Niederlast- und Niedertourenbereich die Überlappungsperiode des Einlaßventils und des Auslaßventils länger ist als in anderen Bereichen und eine Verschußzeit des Einlaßventils später liegt als jene in den anderen Bereichen.

Die obigen und weitere Aufgaben und Merkmale der vorliegenden Erfindung werden anhand der folgenden Beschreibung durch Bezugnahme auf die zugehörige Zeichnung ersichtlich, die für bevorzugte Ausführungen der vorliegenden Erfindung verwendet werden.

In den zugehörigen Zeichnungen:

Fig. 1 ist ein Arbeitsdiagramm, das die Charakteristiken von Einlaß- und Auslaßventilen eines Motors gemäß der vorliegenden Erfindung zeigt;

Fig. 2 ist ein Übersichtsdiagramm, das eine Ausführung der vorliegenden Erfindung zeigt;

Fig. 3 ist ein Arbeitsdiagramm, das die Motorarbeitsbereiche zeigt, in denen die Überlappungsperioden der Einlaß- und Auslaßventile und der Schließstellungen des Einlaßventils vorgesehen sind;

Fig. 4 ist eine schematische Vorderansicht, die einen variablen Ventileinstellungsmechanismus zeigt; und

Fig. 5 ist eine schematische Draufsicht, die einen variablen Ventileinstellungsmechanismus zeigt.

Die vorliegende Erfindung wird nun unter Bezugnahme auf die bevorzugten Ausführungen und die Zeichnung erklärt.

Bezug nehmend auf Fig. 2 enthält ein Reihomotor 1 vier Zylinder 2, zu denen zwei Einlaß- oder Saugkanäle 3 und zwei Auslaß- oder Abgaskanäle 32 offen sind. Die jeweiligen Einlaßkanäle 3 werden durch entsprechende Einlaßventile 37 geöffnet oder geschlossen und die jeweiligen Auslaßkanäle 32 werden durch entsprechende Auslaßventile 38 geöffnet oder geschlossen. Die jeweiligen Einlaßkanäle 3 sind als ein stromabwärtiger Abschnitt eines Einlaßdurchlasses 4 vorgesehen. Der Einlaßdurchlaß 4 enthält vier unabhängige Einlaßdurchlässe 5, in deren stromabwärtigen Abschnitten die Einlaßkanäle 3 angeordnet sind, und einen Haupt-Einlaßdurchlaß 6, der in seinem stromabwärtigen Abschnitt einen Sammelabschnitt 4a aufweist, an den die vier unabhängigen Einlaßdurchlässe 5 an deren stromaufwärtigen Abschnitten angeschlossen sind. Ein stromaufwärtiger Abschnitt des Haupt-Einlaßdurchlasses 6 ist mit einem Luftfilter oder -reiniger 7 zum Reinigen der Ansaugluft verbunden. Im Haupt-Einlaßdurchlaß 6 sind im stromabwärtigen Abschnitt vom Luftfilter der Reihe nach ein Luftstrommesser 8 zum Detektieren der Ansaugluftmenge, eine Drossel- oder Stellklappe 9 zum Steuern der Öffnung des Haupt-Einlaßdurchlasses 6 oder des Einlaßdurchlasses 4, ein Ladegebläse oder Kompressor 10 zum Komprimieren und folglich Vorverdichten oder Aufladen der Ansaugluft und ein Zwischenkühler 12 zum Kühlen der vorverdichteten Ansaugluft angeordnet. Kraftstoffeinspritzungen 22 sind in der Nähe der jeweiligen Einlaßkanäle 3 angeordnet, um den Kraftstoff in die Zylinder 2 hinein einzuspritzen.

Das Ladegebläse 10 ist ein mechanischer Kompressor vom internen Kompressionstyp, der in einem Gehäuse 11 Außen- und Innenrotoren (Engl.: "male and female rotors") 14, 15 enthält, die mit entsprechenden Rotorwellen 12, 13 abgestützt sind. Die beiden Rotoren 14, 15 rotieren durch Zahnräder 16, 17, die, an den jeweiligen Rotorwellen 12, 13 befestigt, miteinander in Eingriff sind, zueinander in entgegengesetzte Richtungen. Am Ende der Rotorwelle 12 des einen Rotors 14 ist eine Riemenscheibe 18 befestigt, die durch einen Antriebsriemen 20 an eine Riemenscheibe 19 angeschlossen ist, die an einer Kurbelwelle 1a des Motors 1 befestigt ist. Der Motor 1 dreht die Rotoren 14, 15, durch die die Ansaugluft in das Gehäuse 11 hineingesaugt, komprimiert und schließlich aus dem Gehäuse 11 ausgestoßen wird.

Es gibt einen Entlastungsdurchlaß 23, dessen stromabwärtiger Abschnitt an den Sammelabschnitt 4a des Einlaßdurchlasses 4 angeschlossen ist und dessen stromaufwärtiger Abschnitt an einen Abschnitt angeschlossen ist, der zwischen der Drosselklappe 9 und dem Kompressor 10 im Haupt-Einlaßdurchlaß 6 angeordnet ist. Als ein Ergebnis wird ein Teil der aus dem Kompressor 10 zum Sammelabschnitt 4a ausgestoßenen Ansaugluft durch den Entlastungsdurchlaß 23 zu einem Abschnitt stromaufwärts des Kompressors 10 in den Einlaßdurchlaß 4 entlastet oder entspannt. Der Entlastungsdurchlaß 23 ist mit einem Steuerventil 24 versehen, das den aufgeladenen Druck oder Ladedruck der zum Motor 1 gelieferten Ansaug- oder Einlaßluft durch Steuern der Menge von durch den Entlastungsdurchlaß 23 entspannter Ansaugluft steuert. Das Steuerventil 24 wird durch ein Stellglied 25 angetrieben. Das Stellglied 25 enthält ein Diaphragma 26, das an das Stellglied angeschlossen ist, eine Druckkammer 28, die durch das Diaphragma 26 in einem Gehäuse 27 definiert ist, und eine in der Druckkammer 28 vorgesehene Feder zum Vorspannen des Steuerventils 24 in die Schließrichtung. Die Druckkam-

mer 28 steht durch einen Durchlaß 30 mit dem Sammelabschnitt 4a des Einlaßdurchlasses 4 in Verbindung. Der Durchlaß 30 ist mit einem Leistungs-Magnetventil (Engl.: "duty solenoid valve") 31 versehen, das den Druck der aufgeladenen Ansaugluft durch Steuerung einer in die Druckkammer 28 hinein eingeführten Menge von aufgeladener Ansaugluft steuert. Wenn die Öffnung des Leistungs-Magnetventils 31 groß ist, hat die Ansaugluft nämlich einen hohen Ladedruck, da der in die Druckkammer 28 eingeführte Druck hoch wird, durch den eine Öffnung des Steuerventils 24 klein wird und folglich eine Menge der entspannten, aufgeladenen Ansaugluft gering wird. Andererseits hat, wenn eine Öffnung des Leistungs-Magnetventils 31 klein ist, die Ansaugluft einen geringen Ladedruck, da der in die Druckkammer 28 eingeführte Druck niedrig wird, durch den eine Öffnung des Steuerventils 24 groß wird und folglich eine Menge der entspannten, aufgeladenen Ansaugluft groß wird.

Die entsprechenden Auslaßkanäle 32 des Motors 1 sind als ein stromaufwärtiger Abschnitt eines Auslaß- oder Abgasdurchlasses 33 vorgesehen. Der Auslaßdurchlaß 33 enthält vier unabhängige Auslaßdurchlässe 34, deren stromaufwärtigen Abschnitte als die Auslaßkanäle 32 vorgesehen sind, und einen Haupt-Auslaßdurchlaß 35, dessen Sammelabschnitt 33a an die stromabwärtigen Abschnitte der vier unabhängigen Auslaßdurchlässe 34 angeschlossen ist. Der Haupt-Auslaßdurchlaß 35 ist mit einem Abgasreiniger 36 zum Reinigen der Abgase versehen.

Der Motor 1 ist mit einem Ventilantriebsmechanismus 39 zum Antreiben der jeweiligen Einlaßventile 37 und Auslaßventile 38 versehen, um auf- und zuzumachen. Der Ventilantriebsmechanismus 39 enthält eine Einlaßnockenwelle 41 und eine Auslaßnockenwelle 42, von denen beide durch Riemenscheiben 40 und einen Steuer- oder Einstellriemen (nicht gezeigt) angetrieben werden, um sich synchron mit der Kurbelwelle 1a des Motors 1 zu drehen. Die jeweilige Nockenwelle 41, 42 ist mit Nocken 43, 44 in jedem der Zylinder 2 versehen. Durch die Nocken 43, 44 werden Kipphebel 45, 46 ausgelenkt, um um eine Welle 55 zu kippen, so daß die Einlaßventile 37 und Auslaßventile 38 angetrieben werden, um auf- und zuzumachen. Der Ventilantriebsmechanismus 39 ist in jedem der Zylinder 2 mit einem variablen Ventileinstellungsmechanismus 47 versehen, der eine Überlappungsperiode sowohl des Einlaßventils 37 als auch des Auslaßventils 38 durch Variieren der Öffnungs-Schließ-Einstellungen der beiden Ventile 37, 38 verändert.

Wie in den Fig. 4 und 5 gezeigt ist, bestehen die Nocken 43, 44 nämlich aus einer ersten Nocke 43, die in einem Mittelabschnitt angeordnet ist, und zwei zweiten Nocken 44, die an beiden Seiten der ersten Nocke 43 angeordnet sind, wobei die erste Nocke 43 ein Oberprofil hat, das höher als jene der zweiten Nocken 44 ist. Die Kipphebel 45, 46 bestehen aus einem ersten Kipphebel 45, der durch die erste Nocke 43 ausgestoßen oder ausgelenkt wird, und zwei zweite Kipphebel 46, die an beiden Seiten des Kipphebels 45 angeordnet sind und von den zweiten Nocken 44 ausgelenkt werden, wobei eine Vorderkante jedes der zweiten Kipphebel 46 mit einem oberen Ende eines jeden Ventilschaftes des entsprechenden Einlaßventils 37 und Auslaßventils 38 in Kontakt ist.

Bezugnehmend auf Fig. 5 ist der erste Kipphebel 45 in einem Zwischenabschnitt davon mit einem durchdringenden Loch 48, das sich parallel zu den Nockenwellen 41, 42 erstreckt, und mit einem Paar Verbindungsstiften

49 versehen, die verschiebbar in dem durchdringenden oder durchgehenden Loch 48 aufgenommen und von den Seitenflächen der jeweiligen Kipphebel 45 beweglich sind. Die zweiten zwei Kipphebel 46 sind jeweils an den Seitenflächen, die dem ersten Kipphebel 45 gegenüberstehen, mit Verbindungslöchern 50 versehen, von denen jedes zu dem durchdringenden Loch 48 paßt. Jedes der entsprechenden Verbindungslöcher 50 der zweiten Kipphebel 45 erhält eine verschiebbare Federaufnahme 51, die mit einem vorderen Ende des Verbindungsstiftes 49 in Kontakt ist. Die Federaufnahme 51 ist durch eine Feder 52, die zwischen die Federaufnahme 51 und einem Bodenabschnitt des Verbindungsloches 50 eingefügt ist, in eine Richtung vorgespannt, in der die Verbindungsstifte 49 in dem durchdringenden Loch 48 des ersten Kipphebels 45 aufgenommen sind. Die Federaufnahme 51 ist in der Lage zu verrutschen, damit sie nicht von der Seitenfläche des zweiten Kipphebels vorspringt.

Unter Bezugnahme zurück zu Fig. 2 sind Hydraulikdruck-Versorgungsleitungen 53 vorgesehen, die Hydraulikdruck in das durchdringende Loch 48 des ersten Kipphebels 45 an den hinteren Endabschnitten der Verbindungsstifte 49 liefern. Die jeweiligen Hydraulikdruck-Versorgungsleitungen 53 sind mit Magnetventilen 54 versehen.

Wenn die Magnetventile 54 betätigt werden, um geschlossen zu sein, wird der Hydraulikdruck nicht an die hinteren Endabschnitte der Verbindungsstifte 49 geliefert. Als ein Ergebnis sind die Verbindungsstifte 49 durch die Vorspannkraft der Feder 42 in dem durchdringenden Loch 48 aufgenommen, so daß die zweiten Kipphebel 46 nicht mit dem ersten Kipphebel 45 verbunden sind. Unter diesen Umständen werden die Einlaßventile 37 und die Auslaßventile 38 angetrieben, um durch die zweiten Nocken 44 aufzumachen oder zuzumachen, deren Nockenoberprofil niedrig ist, so daß die Öffnungsperioden der entsprechenden Ventile 37, 38 verkürzt sind. Um konkret zu sein, unter Bezugnahme auf Fig. 1, sind die Einlaßventile 37 zum Beispiel bei 15 Grad des Dreh- oder Kurbelwinkels CA (Engl.: "crank angle") vor einem oberen Totpunkt TDC (Engl.: "top dead center") geöffnet und bei 20 Grad CA nach einem unteren Totpunkt BDC (Engl.: "bottom dead center") geschlossen, und die Auslaßventile 38 sind bei 30 Grad CA vor BDC geöffnet und bei 15 Grad CA nach TDC geschlossen.

Andererseits wird, wenn die Magnetventile 54 betätigt werden, um geöffnet zu sein, der Hydraulikdruck zu den hinteren Endabschnitten der Verbindungsstifte 49 geliefert. Als ein Ergebnis bewegen sich die Verbindungsstifte 49 gegen die Vorspannkraft der Feder 52 zum Verbindungsloch 50 des zweiten Kipphebels 46, und schließlich sind die halben Vorderabschnitte der Stifte 49 in das Verbindungsloch 50 eingesetzt, so daß die zweiten Kipphebel 46 mit dem ersten Kipphebel 45 verbunden sind und die ersten und zweiten Kipphebel 45, 46 angetrieben werden, um integral oder einheitlich zu kippen. Unter diesen Umständen werden die Einlaßventile 37 und die Auslaßventile 38 angetrieben, um durch die ersten Nocken 43 aufzumachen oder zuzumachen, deren Nockenoberprofil hoch ist, so daß die Öffnungsperioden der entsprechenden Ventile 37, 38 verlängert werden. Unter Bezugnahme auf Fig. 1 sind die Einlaßventile 37 bei zum Beispiel 30 Grad des Dreh- oder Kurbelwinkels CA (Engl.: "crank angle") vor einem oberen Totpunkt TDC (Engl.: "top dead center") geöffnet und bei 50 Grad CA nach einem unteren Totpunkt

BDC (Engl.: "bottom dead center") geschlossen, und die Auslaßventile 38 sind bei 50 Grad CA vor BDC geöffnet und bei 30 Grad CA nach TDC geschlossen. Die Verschußzeit der Einlaßventile 37, die 50 Grad nach BDC beträgt, wird in der Ausführung der vorliegenden Erfindung eine optimale Verschußzeit der Einlaßventile genannt. Bei der optimalen Verschußzeit wird die volumetrische Effizienz der Ansaugluft ein maximaler Wert in einem gesamten Motorbetriebsbereich.

Das Steuerventil 24, die entsprechenden Kraftstoffeinspritzungen 22 und die Magnetventile 54 werden durch eine Steuereinheit 61 gesteuert, zu der wenigstens ein Ausgangssignal von einem Motorgeschwindigkeitssensor 63, der die Motorgeschwindigkeit durch die Rotationsgeschwindigkeit der Kurbelwelle 1a des Motors 1 detektiert, und ein Ausgangssignal vom Luftstromsensor 8 geliefert wird.

Ferner bestimmt die Steuereinheit 61 basierend auf den Ausgangssignalen des Motorgeschwindigkeitssensors 63 und des Luftstromsensors 8 eine Kraftstoffmenge und gibt innerhalb jedes Einlaßtaktes der entsprechenden Zylinder 2 ein Signal der bestimmten Kraftstoffmenge, die zu den jeweiligen Kraftstoffeinspritzungen oder -injektoren 22 geliefert wird, so daß die Einspritzungen oder Injektoren 22 den Kraftstoff in den Einlaßtakt liefern.

Die Steuereinheit 61 enthält ein Steuermittel 64 zum Steuern des variierbaren Ventileinstellungsmechanismus 47 in folgender Weise.

Bezugnehmend auf Fig. 3 ist ein Motorbetriebsbereich zuerst bestimmt basierend auf der Motorgeschwindigkeit und die Motorlast oder die Ansaugluftmenge. Wenn der Motor 1 in einem Hochlast- und Niedertouren- oder -geschwindigkeitsbereich betrieben wird, werden beide Magnetventile 54 betätigt, um geschlossen zu sein, so daß die Öffnungsperioden sowohl der Einlaßventile 37 als auch der Auslaßventile 38 verkürzt sind und daher die Überlappungsperioden der Einlaßventile 37 und der Auslaßventile 38 kürzer gemacht werden. Wenn der Motor oder die Maschine 1 in einem Hochlastbereich und in einem Zwischentouren- oder -geschwindigkeitsbereich betrieben wird, werden die Magnetventile 54 nur für die Einlaßventile 37 betätigt, um geöffnet zu sein, und die Magnetventile 54 für die Auslaßventile 38 werden betätigt, um geschlossen zu sein, so daß die Öffnungsperioden der Einlaßventile 37 verlängert werden und daher die Überlappungsperioden der Einlaßventile 37 und der Auslaßventile 38 dazwischenliegend oder mittelmäßig werden. Ferner werden, wenn der Motor 1 in einem Hochlast- und Hochgeschwindigkeits- oder -tourenbereich betrieben wird, beide Magnetventile 54 betätigt, um geöffnet zu sein, so daß die Öffnungsperioden sowohl der Einlaßventile 37 als auch der Auslaßventile 38 verlängert werden und daher die Überlappungsperioden der Einlaßventile 37 und der Auslaßventile 38 länger gemacht werden als jene im Niedertouren- oder -drehzahlbereich.

Ferner, wenn der Motor 1 im Hochlast- und Niedertouren- oder -drehzahlbereich betrieben wird, in dem die Überlappungsperiode der Einlaß- und Auslaßventile 37, 38 kurz ist, wird die Verschußzeit der Einlaßventile 37 bei 20 Grad CA nach dem unteren Totpunkt BDC vorgesehen, was früher ist oder liegt als die oben angegebene optimale Verschußzeit (50 Grad CA nach BDC). Andererseits, wenn der Motor 1 im Hochlast- und Hochtouren- oder -drehzahlbereich betrieben wird, in dem die Überlappungsperiode der Einlaß- und Auslaßventile 37, 38 lang ist, wird die Verschußzeit der Einlaß-

ventile 37 als die oben angegebene optimale Verschußzeit vorgesehen, die später ist oder liegt als im oben angegebenen Niedertourenbereich.

Andererseits, wenn der Motor 1 in einem Niederlast- und Niedertourenbereich betrieben wird, werden beide Magnetventile 54 betätigt, um geschlossen zu sein, so daß die Öffnungsperioden sowohl der Einlaßventile 37 als auch der Auslaßventile 38 verkürzt werden und daher die Überlappungsperioden der Einlaßventile 37 und der Auslaßventile 38 verkürzt werden. Ferner, wenn der Motor 1 in einem anderen Betriebsbereich als dem Niederlast- und Niedertourenbereich, dem Hochlast- und Niedertourenbereich und dem Hochlast- und Zwischentourenbereich betrieben wird, werden nicht nur die beiden Magnetventile 54 betätigt, um geöffnet zu sein, so daß die Öffnungsperiode sowohl der Einlaßventile 37 als auch der Auslaßventile 38 verlängert wird und daher die Überlappungsperioden der Einlaßventile 37 und der Auslaßventile 38 verlängert werden, sondern auch die Verschußzeit der Einlaßventile 37 wird bei 50 Grad CA nach BDC vorgesehen, was später als in den anderen Bereichen liegt.

Im Betrieb wird die zugeführte Kraftstoffmenge basierend auf den Signalen des Luftstromsensors 8 und des Motorgeschwindigkeits- oder -drehzahlsensors 63 bestimmt, während der Motor oder die Maschine betrieben wird, und die bestimmte Kraftstoffmenge wird von den Einspritzungen oder Injektoren 22 geliefert, wenn die entsprechenden Zylinder im Einlaßtakt sind.

Gleichzeitig steuert die Steuereinheit 61 den variablen Ventileinstellungsmechanismus 47, so daß die Öffnungsperioden der Einlaß- und Auslaßventile 37, 38 und die Überlappungsperiode der Ventile 37, 38 geändert werden. Wie in Fig. 3 gezeigt ist, werden, wenn der Motor 1 im Hochlast- und Niedertourenbereich betrieben wird, beide Magnetventile 54 betätigt, um geschlossen zu sein, so daß die Öffnungsperioden sowohl der Einlaß- als auch der Auslaßventile 37, 38 verkürzt werden und als ein Ergebnis die Überlappungsperiode der Ventile 37, 38 verkürzt wird. Wenn die Überlappungsperiode der Einlaß- und Auslaßventile 37, 38 im Hochlast- und Niedertourenbereich des Motors verkürzt wird, kann das Durchblasen von Kraftstoff durch den Auslaßkanal 32 während der Überlappungsperiode wirksam gesteuert werden. Ferner, wenn die Verschußzeit des Einlaßventils 37 bei 20 Grad CA nach BDC vorgesehen wird, was früher liegt als die optimale Verschußzeit von 50 Grad CA nach BDC im Hochlast- und Niedertourenbereich des Motors 1, sind die Einlaßventile 37 in einer frühen Stufe geschlossen, wenn sich der Kolben vom unteren Totpunkt zum oberen Totpunkt bewegt. Als ein Ergebnis kann der während des Einlaßtaktes in den Brennraum im Zylinder 2 gelieferte Kraftstoff davon abgehalten werden, durch die geöffneten Einlaßventile 37 zum Einlaßkanal 3 zurückzukehren, so daß der zum Einlaßkanal 3 zurückkehrende Kraftstoff davon abgehalten wird, durch den Brennraum, ohne daß der Kraftstoff verbrannt wird, zum Auslaßkanal 32 zu gehen. Der Betrieb der Kombination der kurzen Überlappungsperiode der Einlaß- und Auslaßventile 37, 38 und die frühe Verschußzeit der Einlaßventile 37 ist wirksam, das Durchblasen von Kraftstoff zum Auslaßkanal 32 zu verhindern.

Im Hochlast- und Zwischentourenbereich des Motors 1 wird das Magnetventil 54 für die Einlaßventile 37 betätigt, um geöffnet zu sein, und das Magnetventil 54 für die Auslaßventile 38 wird betätigt, um geschlossen zu sein. Als ein Ergebnis wird die Öffnungsperiode der Einlaß-

ventile 37 verlängert, so daß die Überlappungsperiode der Einlaß- und Auslaßventile 37, 38 dazwischenliegend oder mittelmäßig wird.

Im Hochlast- und Hochtourenbereich des Motors 1 werden die beiden Magnetventile 54 betätigt, um geöffnet zu sein, so daß die Öffnungsperioden sowohl der Einlaß- als auch der Auslaßventile 37, 38 verlängert werden und als ein Ergebnis die Überlappungsperiode der Einlaß- und Auslaßventile länger gemacht wird als im Niedertourenbereich. Ferner, unter der Bedingung, daß die Überlappungsperiode im Hochtourenbereich lang ist, wird die Verschußzeit der Einlaßventile 37 bei der oben angegebenen optimalen Verschußzeit vorgesehen, die später als jene im Niedertourenbereich ist. Als ein Ergebnis, wenn eine erforderliche absolute Überlappungsperiode im Hochtourenbereich des Motors 1 erreicht werden kann, kann die Spülfähigkeit des verbleibenden Gases im Brennraum verbessert werden und als ein Ergebnis kann die volumetrische Wirksamkeit vergrößert werden. Ferner, wenn das Kraftstoffgas mit einem relativ niedrig aufgeladenen Druck in den Zylinder gefüllt werden kann, hat der mechanische Kompressor 10 eine niedrige Last und als ein Ergebnis kann der Kraftstoffverbrauch verbessert werden.

In den anderen Betriebsbereichen des Motors 1 als dem Niederlast- und Niedertourenbereich und dem Hochtourenbereich, wie dem Hochlast- und Hochtourenbereich, werden beide Magnetventile 54 betätigt, um geöffnet zu sein, so daß die Öffnungsperioden sowohl der Einlaß- als auch der Auslaßventile 37, 38 lang gemacht werden und als ein Ergebnis die Überlappungsperiode der Einlaß- und Auslaßventile länger gemacht wird als jene in den anderen Bereichen. Ferner ist die Verschußzeit der Einlaßventile 37 bei der optimalen Verschußzeit vorgesehen, die später liegt als jene in den anderen Bereichen. Als ein Ergebnis kann Druckverlust verringert und daher der Kraftstoffverbrauch verbessert werden.

Bei der oben angegebenen Ausführung der vorliegenden Erfindung liefern die Kraftstoffeinspritzungen oder -injektoren 22 in allen Betriebsbereichen des Motors 1 im Einlaßtakt eines jeden der Zylinder in den Zylinder hinein. Jedoch liefern die Injektoren 22 vorzugsweise in den Einlaßtakt zumindest im Hochlast- und Niedertourenbereich, wo die Überlappungsperiode der Einlaß- und Auslaßventile 37, 38 verkürzt ist und die Verschußzeit des Einlaßventils 37 bewirkt wird, um früh geschlossen zu sein.

Die Überlappungsperiode der Einlaß- und Auslaßventile 37, 38 kann geändert werden, indem nur die Öffnungsperiode der Einlaßventile 37 geändert wird.

Während die vorliegende Erfindung mittels einigen bevorzugten Ausführungen dargestellt wurde, wird jemand mit durchschnittlichen Fachkenntnissen erkennen, daß Modifikationen und Verbesserungen gemacht werden können, die im Sinn und Umfang der Erfindung verbleiben. Der Umfang der Erfindung ist nur durch die angefügten Ansprüche bestimmt.

Patentansprüche

1. Steuerungssystem für einen Motor mit einem mechanischen Ladegebläse, das Ansaugluft vorverdichtet, mit:
variablen Ventileinstellungsmitteln zum Variieren der Öffnungs- und Schließeinstellungen eines Einlaßventils;
einer Kraftstoffeinspritzung, die in einem Einlaß-

takt eines jeden der Zylinder des Motors in einem Hochlast- und Niedertourenbereich des Motors Kraftstoff liefert; und Mitteln zum Steuern der variablen Ventileinstellungsmittel, so daß in einem Hochlastbereich des Motors eine Überlappungsperiode eines Einlaßventils und eines Auslaßventils in einem Hochtourenbereich länger ist als in einem Niedertourenbereich, und eine Verschußzeit des Einlaßventils früher liegt als eine vorgegebene optimale Verschußzeit, und eine Verschußzeit des Einlaßventils in einem Hochtourenbereich später liegt als in einem Niedertourenbereich.

2. Steuerungssystem nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die variablen Ventileinstellungsmittel die Öffnungs- und Schließbeeinstellungen eines Einlaßventils und eines Auslaßventils variieren.

3. Steuerungssystem nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Steuerungsmittel die variablen Ventileinstellungsmittel derart steuern, daß in einem anderen Betriebsbereich des Motors als einem Hochlast- und Niedertourenbereich und einem Niederlast- und Niedertourenbereich die Überlappungsperiode des Einlaßventils und des Auslaßventils länger ist als in anderen Bereichen und eine Verschußzeit des Einlaßventils später liegt als jene in den anderen Bereichen.

4. Steuerungssystem nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Steuerungsmittel die variablen Ventileinstellungsmittel derart steuern, daß im Hochlastbereich des Motors die Überlappungsperiode des Einlaßventils und des Auslaßventils in einem Zwischentourenbereich länger ist als jene im Niedertourenbereich und kürzer ist als jene im Hochtourenbereich.

5. Steuerungssystem nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Steuerungsmittel die variablen Ventileinstellungsmittel derart steuern, daß in einem Niederlastbereich des Motors die Überlappungsperiode des Einlaßventils und des Auslaßventils in einem Niedertourenbereich kürzer ist als in einem Hochtourenbereich.

Hierzu 4 Seite(n) Zeichnungen

45

50

55

60

65

FIG. 1

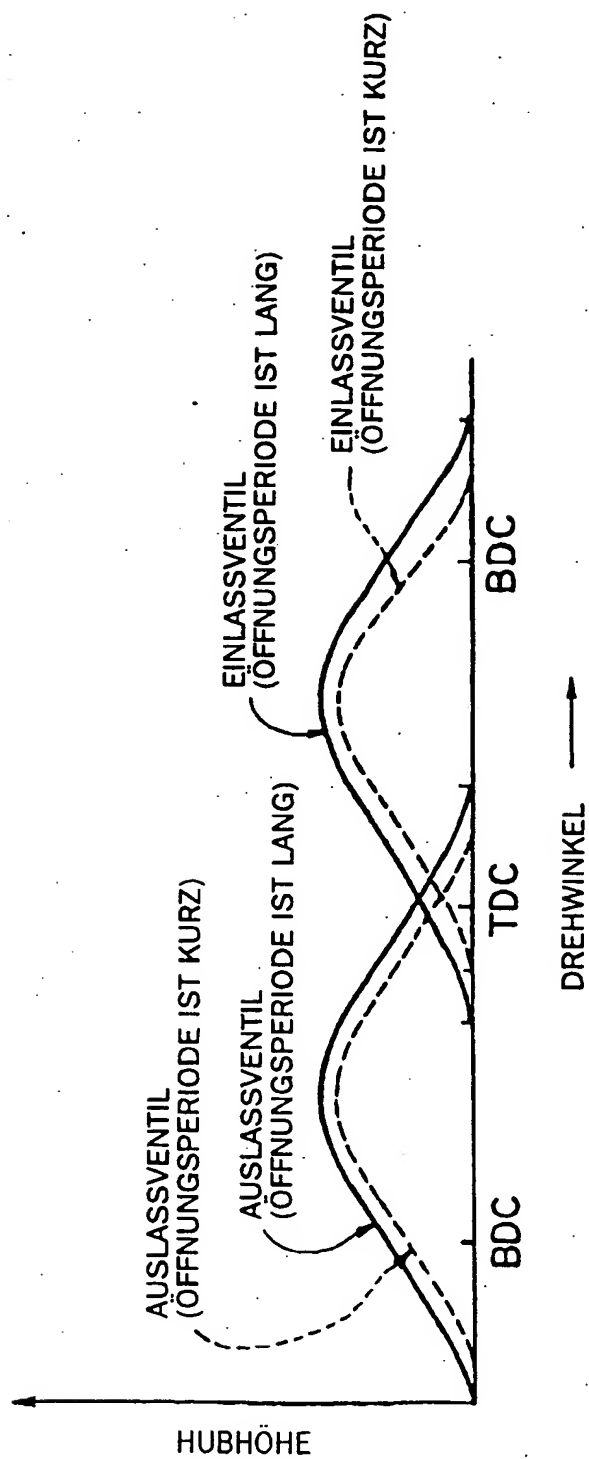


FIG. 2

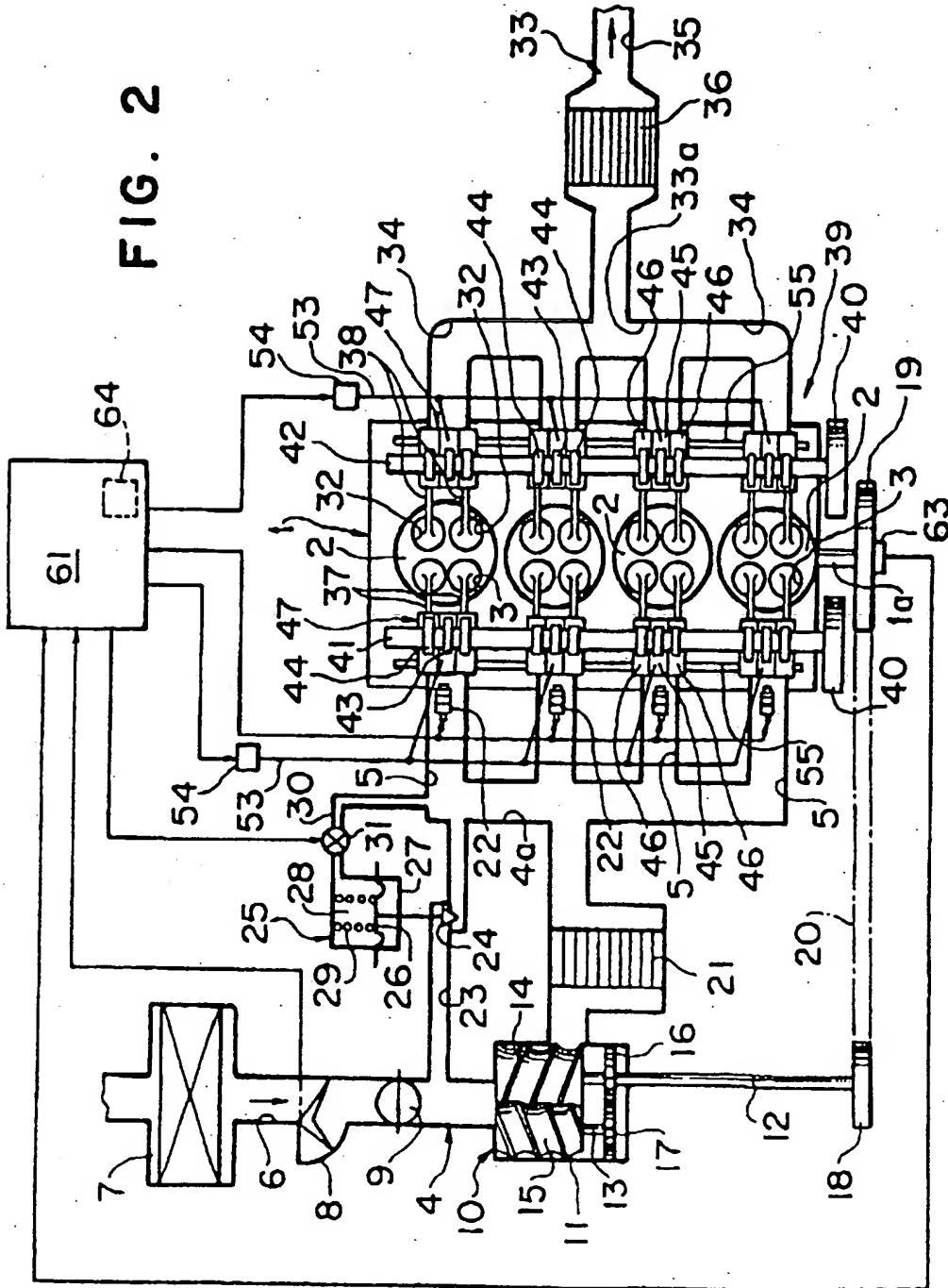


FIG. 3

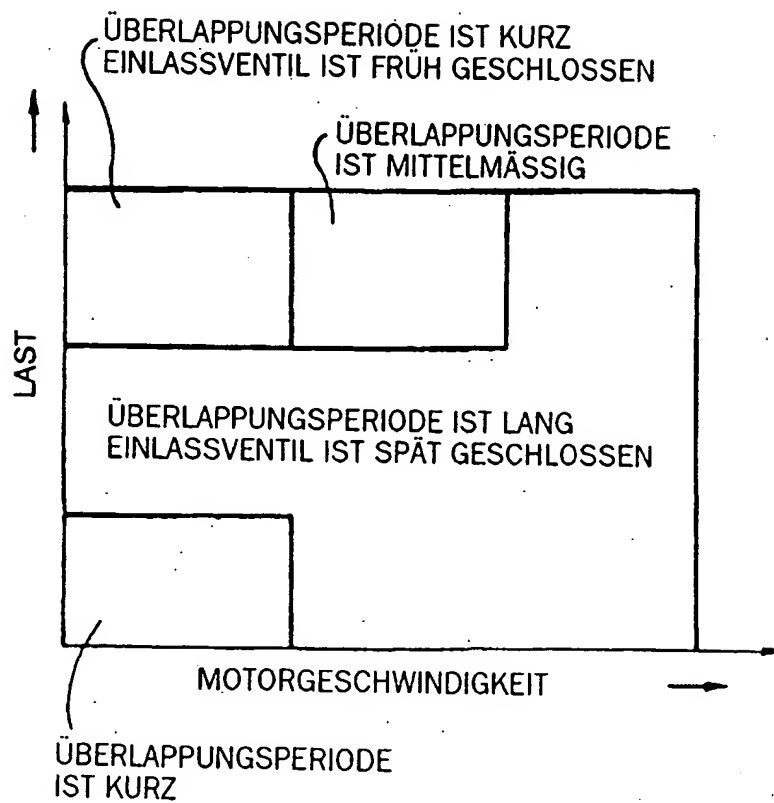


FIG. 4

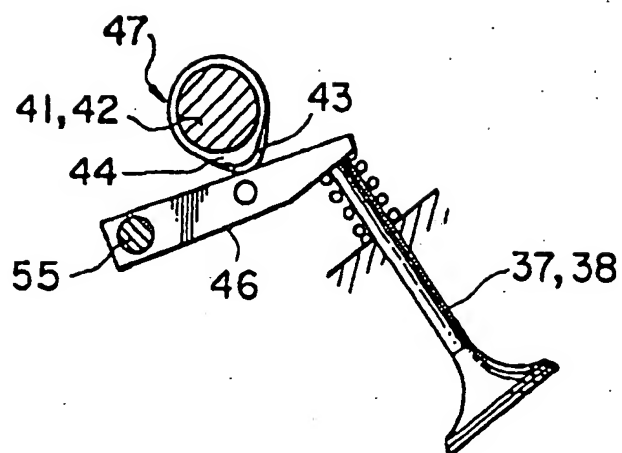


FIG. 5

